

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problems Mailbox.**

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 06-092156

(43)Date of publication of application : 05.04.1994

(51)Int.Cl. B60K 17/348

(21)Application number : 04-246265

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 16.09.1992

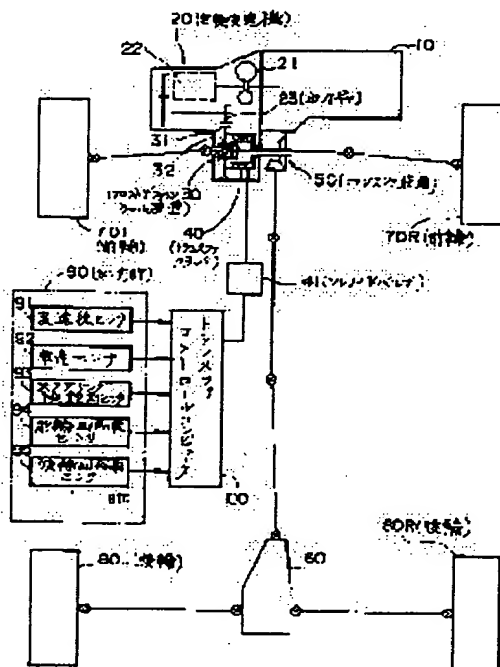
(72)Inventor : NAGANO SHUJI  
YASUI YASUYOSHI

## (54) TORQUE TRANSMITTING QUANTITY CONTROL DEVICE FOR FOUR-WHEEL-DRIVE VEHICLE

## (57)Abstract:

**PURPOSE:** To surely generate action as 4-wheel driving when mostly required the action as the 4-wheel driving by setting a torque transmitting quantity to a transmitting drive wheel large at the time of low speed shift and small at the time of high speed shift.

**CONSTITUTION:** First, the present speed change shift in an automatic transmission 20 is generated in a sensor 91, and a torque transmitting quantity of a transfer clutch 40 to a transmitting drive wheel is set large, when the present speed change shift is a low speed shift (for instance, 1st speed shift or reverse shift), and on the other hand, small when the present speed shift is a speed change shift (for instance, 2nd speed shift or more). As a result, since drive power of an engine 10 can be surely distributed to four wheels 70R, 70L, 80R, 80L in a side of low speed shift, a slow feeling by a slip at starting time particularly at quick starting time and by a slip at starting time on a snowy road can be well reduced, and the largest merit as a 4-wheel-drive vehicle can be directly given.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2000 Japanese Patent Office

(特開平6-92156)  
(2) 特許出願公開番号

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平6-92156

(43) 公開日 平成6年(1994)4月5日

(51) Int.Cl.<sup>5</sup>

B 6 0 K 17/348

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

B 8521-3D

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全 11 頁)

(21) 出願番号 特願平4-246265

(22) 出願日 平成4年(1992)9月16日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 永野 周二

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 安井 保良

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

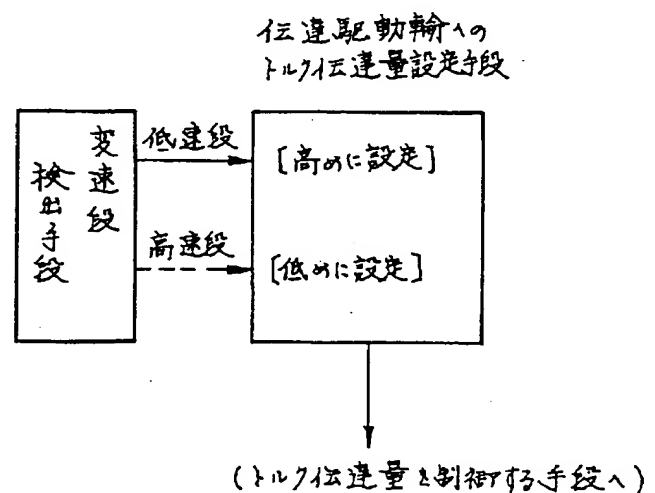
(74) 代理人 弁理士 牧野 剛博 (外2名)

(54) 【発明の名称】 4輪駆動車のトルク伝達量制御装置

(57) 【要約】

【目的】 小型、軽量、コンパクトなトランスファ装置等の機器の追加で4輪駆動化を実現する。

【構成】 4輪駆動車の伝達駆動輪（前輪駆動ベースならば後輪、後輪駆動ベースならば前輪）へのトルク伝達量を制御するにあたって、変速段が低速段であるときには、該トルク伝達量を大きく設定し、高速段であるときには小さく設定する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】4輪駆動車の伝達駆動輪へのトルク伝達量を制御することのできる4輪駆動車のトルク伝達量制御装置において、

変速段を検出する手段と、

変速段が低速段であるときは前記トルク伝達量を大きく設定し、変速段が高速段であるときは該トルク伝達量を小さく設定する手段と、

を備えたことを特徴とする4輪駆動車のトルク伝達量制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、4輪駆動車の伝達駆動輪へのトルク伝達量を制御する装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】従来、例えば特公平04-17806号公報において、機関に直結した車輪（前輪駆動ベースの場合前輪）と伝達駆動輪、即ち伝達トルクの変更が可能な車輪（前輪駆動ベースの場合後輪）とのスリップ比が、適正な目標スリップ比となるように、伝達駆動輪（前記の例で後輪）への伝達トルクを制御する技術が提案されている。

【0003】この技術によれば、エンジンの発生する動力を可能な限り少ないスリップで、即ち無駄なく車両の駆動力として活用することができるようになり、それだけ効率的な動力性能を得ることができる。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、このようにしてエンジンの発生する動力を無駄なく活用するようにした場合、例えばエンジン側から非常に大きな駆動力が伝達されてきたときに、従来ならば該機関と直結された車輪（前輪駆動ベースならば前輪）がある程度スリップし、トランスファにその大きな駆動力がそのまま掛かってくることはなかったが、前述したような、スリップ制御によって前輪が多少とも後輪に対してスリップすると後輪に対するトルク伝達量を増大させるようにした車両においては、トランスファにより直接的に大きな駆動力が掛かってくることになる。

【0005】従って、このような制御を採用した車両においては、必然的にエンジンの発生し得る最大負荷に相当するような負荷が所定回数掛かったとしても、なお耐久性上問題が発生しないような大型の（負荷容量の高い）トランスファを用意しなければならず、その分重量が増大し（燃費が悪化し）、専有容積が増大し（有効車室内空間が減少し）、又コストも増大するという問題があった。

【0006】しかしながら、その一方で、耐久性（広い意味での安全性）を確実に維持すると共に、より軽量で、よりコンパクトで、且つより安価な4輪駆動システムを求める社会的ニーズは非常に強いものがある。

【0007】本発明は、このようなニーズに鑑みて成されたものであって、より軽量、よりコンパクト、且つより安価なトランスファを用いながら、優れた耐久性を確実に維持することのできる4輪駆動車のトルク伝達量制御装置を提供することをその目的としている。

## 【0008】

【課題を解決するための手段】本発明は、図1にその要旨を示すように、4輪駆動車の伝達駆動輪へのトルク伝達量を制御することのできる4輪駆動車のトルク伝達量制御装置において、変速段を検出する手段と、変速段が低速段であるときは前記トルク伝達量を大きく設定し、変速段が高速段であるときは該トルク伝達量を小さく設定する手段とを備えたことにより、上記課題を解決したものである。

## 【0009】

【作用】本発明においては、まず現在の変速段を検出し、現在の変速段が低速段（例えば第1速段あるいは後進段）であるときには、伝達駆動輪へのトルク伝達量を大きく設定し、一方、変速段が高速段（例えば第2速段以上）であるときには、小さく設定するようにしている。

【0010】この結果、低速段側ではエンジンの駆動力を確実に4輪に分配できるため、発進時のスリップ、特に急発進や雪路での発進時のスリップによるもたつき感を良好に低減することができ、4輪駆動車としての最も大きな利点を直接的に享受できる。

【0011】この利点は、例えば粘性カップリングを用いて、（前後輪にスリップが現に生じた場合に初めて）動力伝達を行うタイプの4輪駆動車に対し、スリップする以前から確実に4輪にエンジンの駆動力が分配されるため、結果として生ずるスリップを最小限に抑えることができるという点で優れている。

【0012】一方、本発明では、高速段の領域では伝達駆動輪への伝達トルクが減少される。この結果、通常の2輪駆動に近くなる分、トランスファやトランスファから伝達駆動輪側へ動力を伝達するプロペラシャフト、あるいは伝達駆動輪側のデファレンシャル等の各機器に大きな負荷が掛かるのが、少なくとも高速段ではなくなり、そのため、疲労強度が大幅に向上するため、結果としてより軽量、コンパクト、且つ安価な機器を用いることができるようになる。

【0013】又、一般に、高速走行時においては、リジッドに近い4輪駆動で走行するという要請はあまり強くなく、むしろ、前後輪のタイヤ径差による動力循環トルクを小さくするためには、伝達駆動輪へのトルク伝達量はあまり大きくない方が好ましいという事実がある。それは、伝達駆動輪へのトルク伝達量が小さいと、たとえ前後輪にタイヤ径差等があっても動力循環トルクが小さくなり、走行抵抗が減って燃費が向上すると共に、タイヤの摩耗や発熱も低減できるためである。

【0014】このように、本発明によれば、4輪駆動車としての利点を十分に享受すると共に不都合はほとんど発生させることなく高い疲労強度を確保でき、それにも拘らずトランスファやプロペラシャフト、デファレンシャル等の機器の軽量化、小型化、低コスト化を実現できるようになるものである。

【0015】しかも、本発明は特に新たなセンサ等を付加する必要もなく、低コストで実現でき、又、制御も簡単である。又、自動変速機を搭載した車両でも、あるいはマニュアル変速機を搭載した車両でも容易に適用することができるという利点もある。

【0016】

【実施例】以下図面に基づいて本発明の実施例を詳細に説明する。

【0017】図2に本発明が適用された4輪駆動車のトルク伝達量制御装置の概略を示す。

【0018】又、図3にはトランスファクラッチ付近の動力伝達系がスケルトンで示されており、図4には略同じ部分の実断面が示されている。

【0019】各図において、符号10がエンジン、20が自動変速機、30がフロントデファレンシャル装置、40がトランスファクラッチ、50がトランスファ装置、60がリヤデファレンシャル装置、70（70L、70R）が前輪、80（80L、80R）が後輪、90が各種センサ群、そして100がトランスファコントロールコンピュータをそれぞれ示している。

【0020】前記エンジン10は、車両の最前部に横置きで搭載されている。

【0021】前記自動変速機20は、公知のトルクコンバータ21及び変速装置22を備え、エンジン10の出力を変速した上で出力ギヤ23に伝達する。

【0022】前記フロントデファレンシャル装置30は、前記出力ギヤ23と噛合する入力ギヤ31を一体に備えたデファレンシャルケース32と、このデファレンシャルケース32から突出されたビニオン軸33によってそれぞれ回転可能に支持され、且つ互いに対向して配置された2つの差動ビニオン34、35と、この2つの差動ビニオン34、35にそれぞれ同時噛合した左前輪用サイドギヤ36及び右前輪用サイドギヤ37とを有している。

【0023】前記トランスファクラッチ40は、前記フロントデファレンシャル装置30の入力ギヤ31と、トランスファ装置50のハイポイドギヤ51とを動力伝達可能に接続するもので、これ自体は公知の油圧サーボ式の湿式多板クラッチにより構成されている。即ち、このトランスファクラッチ40は、トランスファコントロールコンピュータ100からの指令によって駆動されるソレノイドバルブ41により油圧サーボ室42内に供給される油圧が制御され、この油圧によってピストン43が所定の圧力で多板クラッチ44を押圧し、この押圧力に

よって所定のトルク伝達量が確保されるようになっている。

【0024】前記トランスファ装置50は、このようにしてトランスファクラッチ40側から動力伝達を受けるハイポイドギヤ51と、これと噛合するハイポイド（ドリブン）ビニオン52とからなり、自動変速機20の出力ギヤ23からフロントデファレンシャル装置30の入力ギヤ31側に伝達されてきた動力の一部を、トランスファクラッチ40を介して後輪側に伝達する。

【0025】前記リヤデファレンシャル装置60は、前記フロントデファレンシャル装置30と同様の構成を有する。又、前輪70、及び後輪80については、従来の構成の通りである。

【0026】前記各種センサ群90としては、この実施例では自動変速機20の現在の変速段を検出する変速段センサ91、自動変速機20の出力ギヤ23（あるいは変速装置22の出力部分）の回転速度を検出する車速センサ92、ステアリングの回転角度を検出する操舵角センサ93、フロントデファレンシャル装置30のデファレンシャルケース32に取り付けられたロータ（図示省略）により、前輪70の平均回転速度を検出する前輪回転数センサ94、リヤデファレンシャル装置60の図示せぬデファレンシャルケースに取り付けられたロータ

（図示省略）により後輪80の平均回転速度を検出する後輪回転数センサ95等が備えられている。

【0027】前記トランスファコントロールコンピュータ100は、これらの各種センサ群90からの信号を受け、該トランスファコントロールコンピュータ100内で後述するような制御フローに基づいてこれらの信号を処理し、前記ソレノイドバルブ41を駆動することによってトランスファクラッチ40のトルク伝達量を制御する。

【0028】次に、この動力伝達系の作用を簡単に説明する。

【0029】エンジン10によって発生された動力は、自動変速機20によって所定の変速操作がなされた後、出力ギヤ23に伝達される。そして、この出力ギヤ23に伝達された動力により、入力ギヤ31を介してフロントデファレンシャル装置30のデファレンシャルケース32が回転させられる。このデファレンシャルケース32の回転は、2つの差動ビニオン34、35を介して左右の前輪用サイドギヤ36、37に伝達され、これと連結された前輪70L、70Rが駆動される。この駆動経路は、基本的に従来のフロントエンジン、フロントドライブの2輪駆動構成と同一である。

【0030】一方、デファレンシャルケース32は、トランスファクラッチ40を介してトランスファ装置50のハイポイドギヤ51と接続されている。又、このハイポイドギヤ51は、ハイポイドビニオン52と噛合すると共に、その回転がリヤデファレンシャル装置60に伝

達され、更に後輪80L、80Rへと伝達されるようになってい。従って、トランスファクラッチ40のトルク伝達量を、トランスファコントロールコンピュータ100からの指令によりソレノイドバルブ41を介して制御することにより、後輪80L、80R側へのトルク伝達量を任意に制御することができる。

【0031】以上の説明から明らかなように、この実施例に係る車両は前輪駆動ベースの4輪駆動車であり、後輪が「伝達駆動輪」に相当している。なお、トランスファクラッチ40はこの実施例ではトランスファ装置50の上流側においてあるが、下流側にもってきても同様の作用が得られる。

【0032】次に、図5にトランスファ装置50のS-N線図(Stress-Number of times線図)を示す。このS-N線図は、ハイポイドピニオン52にどの程度の歯元曲げ応力 $\sigma$ が掛かったときに何回位の繰返しに耐え得るかを示したものである。このS-N線図によれば、例えば、ハイポイドピニオン52にX1の歯元曲げ応力 $\sigma$ が掛けられるときには、当該ハイポイドピニオン52は $10^5$ 回数の繰返しにしか耐えられないが、歯元曲げ応力 $\sigma$ がX2であった場合には $10^6$ 回の繰返し数に耐えられることが分かる。

【0033】同様にして、このS-N線図から、もし、ハイポイドピニオン52に掛かる歯元曲げ応力 $\sigma$ が例えば $\sigma A$ 以下に設定されたならば、このハイポイドピニオン52は少なくとも $3 \times 10^5$ 回の繰返しに耐えられることが分かる。又、もし、このハイポイドピニオン52に掛かる歯元曲げ応力 $\sigma$ が $\sigma B$ 以下に設定されたならば、ほぼ無限回の繰返しに耐えられることが分かる。

【0034】この事実から、例えば前進走行における第1速段及び後進段のときのみドライブピニオン52に掛かる歯元曲げ応力 $\sigma$ を $\sigma A$ に設定し、それ以外の(高速段の)ときはドライブピニオン52に掛かる歯元曲げ応力 $\sigma$ を $\sigma B$ に設定するようにすることにより、走行の大部分を占める第2速段以上の走行については無限回の繰返し数が保証され、第1速段及び後進段のときにも回数的に十分余裕のある繰返し数が保証されるようになることが分かる。

【0035】この歯元曲げ応力 $\sigma A$ 、 $\sigma B$ の設定を実現するには、具体的には次のようにすればよい。

【0036】図6は、トランスファクラッチ40のクラッチ圧 $Pc$ と、トルク伝達量(=クラッチトルク容量) $Tc$ との関係を示している。図から明らかなように、クラッチ圧 $Pc$ を増大するに従ってトルク伝達量 $Tc$ は増大する。

【0037】トランスファ装置50に入力されてくるトルクは、(エンジンの発生トルクがどんなに大きくても)このトランスファクラッチ40のトルク伝達量 $Tc$ によって規制され、該トルク伝達量 $Tc$ に依存したトルク以上のトルクは入ってこない。

【0038】ハイポイドピニオン52の歯元曲げ応力 $\sigma A$ 、 $\sigma B$ に相当するトルク伝達量 $TcA$ 、 $TcB$ は、ハイポイドギヤ51、ハイポイドピニオン52の歯数などから計算でき、該図6のグラフからそれに対応するクラッチ圧 $PcA$ 、 $PcB$ が求められる。

【0039】一方、図7に自動変速機20内において発生されるライン圧 $PL$ とスロットル開度 $\theta$ との関係を示す。

【0040】図から明らかなように、スロットル開度 $\theta$ が大きくなるに従って、調圧されるライン圧 $PL$ は徐々に高められている。又、ドライブレンジでの第1速段のライン圧より第2速段以上のライン圧は若干低められており、一方、リバースレンジでのライン圧はドライブレンジでのライン圧よりかなり高めに調圧されている。

【0041】図8に、スロットル開度 $\theta$ とトルク伝達量 $Tc$ との関係を示している。もし、スロットル開度 $\theta$ の上昇と共に自動変速機20内で発生されるライン圧 $PL$ がそのままトランスファクラッチ40に掛けられた場合には、リバースレンジ、ドライブレンジの第1速段、及び第2速段以上でそれぞれ図7の曲線とほぼ相似形のトルク容量が得られる。

【0042】しかしながら、ここにおいて前述した図6のトルク伝達量 $TcA$ 、 $TcB$ の値に着目してみると、ドライブレンジの第1速段においては、スロットル開度が $0 \sim \theta 1$ までは自動変速機20内で発生されるライン圧 $PL$ がそのままトランスファクラッチに印加可能であるが、それ以上の領域についてはクラッチ圧 $Pc$ を $PcA$ に維持することとすると、結局トルク伝達量 $Tc$ も $TcA$ に維持されることになる。同様にドライブレンジの第2速段以上においては、スロットル開度 $\theta 2$ まではライン圧 $PL$ をかけ得るが、 $\theta 2$ 以上の領域ではクラッチ圧 $Pc$ が $PcB$ に維持されることとすると、トルク伝達量 $Tc$ も $TcB$ に抑制されることになる。リバースレンジにおいては全スロットル開度領域で、トルク伝達量 $Tc$ が $TcA$ に抑制される。

【0043】次に、図9を参照しながらトランスファコントロールコンピュータ100内で実行される制御フローについて説明する。

【0044】まず、ステップ202において、自動変速機20の変速段が検出される。

【0045】ステップ204では、検出された変速段がドライブレンジの第1速段か、あるいは後進段か否か(即ち低速段か否か)が判断される。このいずれでもなかったときには、ステップ214に進んで、変速段に係りして求められるクラッチ圧 $Pc(S)$ が $PcB$ に設定される。前述の説明で明らかなように、この $PcB$ はハイポイドピニオン52に歯元曲げ応力 $\sigma$ が $\sigma B$ しか掛からないような弱い油圧である。

【0046】一方、ステップ204で自動変速機の変速段がドライブレンジの第1速段、あるいは後進段である

と判定されたときには、ステップ206に進んで車速Vが検出される。

【0047】ステップ208では、検出された車速Vが所定値 $V_0$ より小さいか否かが判定される。車速Vが所定値 $V_0$ より高かったときには、タイヤ径差等に起因した動力循環を防止するためステップ214に進んでクラッチ圧 $P_c(S)$ が $P_{cB}$ の弱い値に設定される。

【0048】これに対し、ステップ208で車速Vが所定値 $V_0$ より低いと判定されたときには、ステップ210に進んでステアリングの操舵角 $\phi$ が検出される。そして、ステップ212においてステアリングの操舵角 $\phi$ が所定値 $\phi_0$ より小さいか否かが判定され、もし操舵角 $\phi$ が所定値 $\phi_0$ より大きかった場合には、タイトコーナリング現象を避けるためにステップ214に進んでクラッチ圧 $P_c(S)$ が弱めの $P_{cB}$ に設定される。しかしながら、操舵角 $\phi$ が所定値 $\phi_0$ より小さかった場合にはステップ216に進んで、クラッチ圧 $P_c(S)$ が強めの $P_{cA}$ に設定される。

【0049】このようにして、ステップ214、あるいは216で変速段に関係して設定されるクラッチ圧 $P_c(S)$ が設定された後は、ステップ300A（又は300B）に進んで多板クラッチ44の摩擦係数 $\mu$ による補正が実行される。ステップ300Aと300Bは基本的に同一なためステップ300Aの例をとってこの具体的フローを図10に示す。この補正の趣旨は以下の通りである。

【0050】即ち、このようにして変速段に依存してトランスファクラッチ40のトルク伝達量を規制するべく、クラッチ油圧 $P_c$ を決定したとしても、実際にこのクラッチ油圧で発生されるトルク伝達量 $T_c$ は、厳密にはトランスファクラッチ40の多板クラッチ44の摩擦係数 $\mu$ に依存して変化する。従って、この摩擦係数 $\mu$ による変化を補正することによって、確実に第1速段あるいは後進段でハイポイドビニオン52の歯元曲げ応力 $\sigma$ が $\sigma_A$ になり、第2速段以上で $\sigma_B$ となるようにしようというものである。

【0051】多板クラッチ44の摩擦係数 $\mu$ は、該多板クラッチ44の相対速度、即ち前後輪の回転速度差 $\Delta N$ に依存して変化する。その様子を図11に示す。

【0052】このことは摩擦係数 $\mu$ を前後輪の回転速度差 $\Delta N$ の関数として把握することができることを意味するため、これに基づいて図12に示すような $T_c = T_{cA}$ （ステップ300Bでは $T_c = T_{cB}$ ）を実現し得る $\Delta N - P_c$ マップを作ることができる。

【0053】図10に戻って、このフローを順に説明すると、まずステップ302では、前後輪駆動軸の回転速度 $N_f$ 、 $N_r$ がそれぞれ検出され、次いでステップ304において前後輪駆動軸の回転速度 $N_f$ 、 $N_r$ の差 $\Delta N$ が求められる。

【0054】ステップ306では、この回転速度差 $\Delta N$

がほぼ零であるか否かが判定される。ほぼ零であったときは、図11のマップを当てるまでもなく、直接ステップ312に進んで、ステップ214又はステップ216で求められた $P_c(S)$ がそのまま発生すべきクラッチ圧 $P_c$ として確定される。

【0055】一方、ステップ306で前後輪の回転速度差 $\Delta N$ が零ではないと判断されたときには、そのままではトルク伝達量 $T_c$ が大きくなり過ぎてしまうため、ステップ308に進んで摩擦係数 $\mu$ と $\Delta N$ の特性に基づいた図12に示すような、トルク伝達量 $T_c = T_{cA}$ を維持するための $P_c - \Delta N$ のマップから、 $P_c(\mu)$ が求められる。

【0056】その後、ステップ310でこのようにして求められた $P_c(\mu)$ が、ステップ214あるいは216で求められた $P_c(S)$ に置き換えられる。即ち、そのまま $P_c(S)$ をトランスファクラッチ40に印加すると $\sigma_A$ （あるいは $\sigma_B$ ）以上の負荷がかかるトルク伝達量 $T_c$ が発生してしまうため、設定すべきクラッチ圧 $P_c$ が $P_c(\mu)$ に減圧した上で確定されるものである。

【0057】なお、これまでの説明で明らかなように、従来、一般に4輪駆動車の制御の場合は、前後輪の回転速度差 $\Delta N$ が大きくなるに従って、（該 $\Delta N$ を早期に小さくすべく）クラッチ圧 $P_c$ を大きくする制御がなされてきたが、この補正は、この制御とは趣旨が異なる。クラッチパックの $\mu - \Delta N$ 特性の関係上、補正の傾向も $\Delta N$ が大きくなるに従ってクラッチ圧 $P_c$ を低下させ、確保されるトルク伝達量 $T_c$ が $T_{cA}$ 以上（あるいは $T_{cB}$ 以上）にならないようにするというものである。

【0058】図9に更に戻って、このようにしてトランスファクラッチ40に印加すべきクラッチ圧が決定されたのを受けて、ステップ220ではこのクラッチ圧 $P_c$ となるようにソレノイド41を駆動するべく所定の電流が出力される。

【0059】これにより、ドライブレンジの第1速段及びリバースレンジ（の所定の条件下）においては、ハイポイドビニオンに歯元曲げ応力 $\sigma_A$ が発生するようなトルク伝達量 $T_{cA}$ で後輪が駆動され、それ以外では該ドライブビニオン52に僅か $\sigma_B$ の歯元曲げ応力のみが発生するような弱いトルク伝達量 $T_{cB}$ で後輪が駆動されることになる。

【0060】より具体的には、ドライブレンジでの第1速段、あるいは後進段で車速が低く、且つステアリングがあまり切られていない状態においては、前後輪がほぼリジットの状態で直結された4輪駆動となるため、通常発進は勿論、急発進や雪路での発進時においても前輪が滑ったりするのを効果的に防止することができるようになる。

【0061】又、第2速段以上のとき、あるいは第1速段でも車速が高かったり、あるいは操舵角が大きかった場合には、トルク伝達量 $T_c$ が $T_{cB}$ に低められるため、



トランスファ装置50～後輪80L、80R間にトルクがほとんど伝達されず、ほぼ2輪駆動に近い状態とされるため、疲労強度の確保の点で非常に有利となり、トランスファ装置50やプロペラシャフト、後輪用デファレンシャル装置60及びドライブシャフトの小型化を図ることができるようになり、該小型化による車室内空間の確保や地上高の確保、重量低減による燃費の向上、あるいはコストの低減等を耐久性を低下させることなく実現することができる。

【0062】又、第2速段以上（高速段）でトランスファクラッチ40のトルク伝達量 $T_c$ が低減されることから、例えばタイヤ径差に基づく動力循環に起因する燃費悪化や、タイヤ摩耗、発熱量の増大等を効果的に防止することができるようになる。

【0063】更に、この実施例装置によれば、いわゆる粘性カップリングを用いて後輪側に動力を伝達する駆動系と比較して、粘性カップリングを用いた場合のように前輪がある程度スリップしてからこのスリップによって後輪に動力が伝達されるようになるのではなく、必要と思われる状況下においてはスリップの如何に拘らず、初めから前後輪にエンジンの駆動力が分配されるため、それだけ確実な4輪駆動作用を得ることができるようになるという効果も得られる。

【0064】なお、上記実施例では自動変速機を搭載した車両について本発明を適用していたが、本発明はマニュアル変速機を搭載した車両においても同様に適用できるのは明らかである。

【0065】又、上記実施例では、「第1速段及び後進段（低速段）のときに高いクラッチ圧、第2速段以上（高速段）のときに低いクラッチ圧とすること」をベース制御とし、更に、ステアリングの操舵角 $\phi$ や摩擦係数 $\mu$ 等をも考慮して最終クラッチ圧を設定するようにしていたが、このように本発明では、上記ベース制御に他の要素が重ねて反映されることを禁止するものではない。

【0066】

【発明の効果】以上説明した通り、本発明によれば、低速段のときに伝達駆動輪へのトルク伝達量を大きくし、高速段のときに小さく設定するようにしたため、4輪駆動としての作用が最も要求されるときに確実に4輪駆動としての作用を得ることができ、又、そうでないときには必要以上にトランスファ装置～伝達駆動輪にトルクが掛からないようにできるため、疲労強度の点で設計が非常に容易となり、トランスファ装置やデファレンシャル装置等の小型化に伴う有効車室容積の拡大や、地上高の拡大を図ることができると共に、重量軽減による燃費の

向上、あるいはコストの低減を実現することができるようになるという優れた効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の要旨を示すブロック図

【図2】本発明が適用された4輪駆動車のトルク伝達量制御装置の概略を示すブロック図

【図3】図2の実施例装置におけるトランスファクラッチ付近の動力伝達系を拡大して示すスケルトン図

【図4】図3に相当する部分の実断面図

【図5】ハイポイドビニオンの歯元曲げ応力と、この歯元曲げ応力が掛けられたときの耐久性上許容し得る繰返し回数を示すグラフ

【図6】クラッチ圧とトルク伝達量（クラッチトルク容量）との関係を示すグラフ

【図7】スロットル開度とライン圧との関係を示すグラフ

【図8】スロットル開度とトルク伝達量との関係を示すグラフ

【図9】トランスファコントロールコンピュータ内で実行される制御フローを示す流れ図

【図10】図9に示す流れ図内のステップ300Aにおいて具体的に実行される制御フローを示す流れ図

【図11】摩擦係数 $\mu$ と前後輪の回転速度差 $\Delta N$ との関係を示すグラフ

【図12】トルク伝達量一定が維持されるときに回転速度差 $\Delta N$ とクラッチ圧 $P_c(\mu)$ との関係を示すグラフ

【符号の説明】

10…エンジン

20…自動変速機

30…フロントデファレンシャル装置

40…トランスファクラッチ

41…ソレノイドバルブ

50…トランスファ装置

51…ハイポイドギヤ

52…ハイポイドビニオン

60…ギヤデファレンシャル装置

70L、70R…前輪

80L、80R…後輪

90…センサ群

91…変速段センサ

92…車速センサ

93…ステアリング操舵角センサ

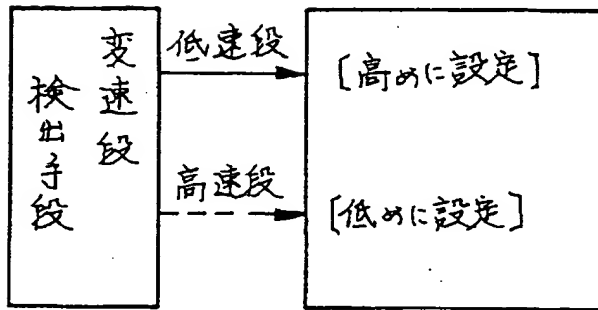
94…前輪回転数センサ

95…後輪回転数センサ

100…トランスファコントロールコンピュータ

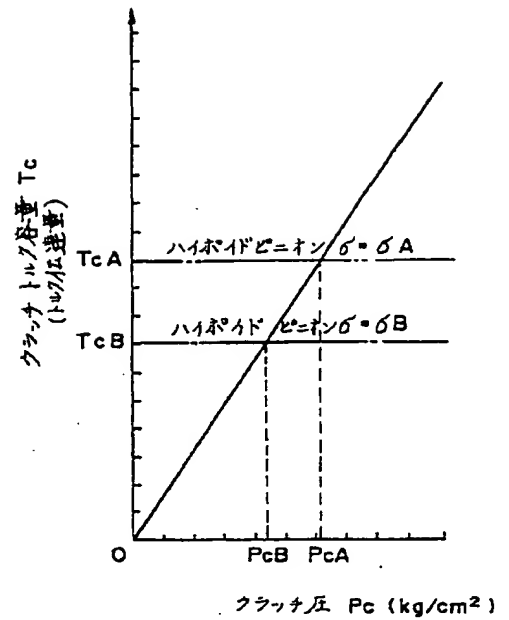
【図1】

伝達駆動軸への  
トルク伝達量設定手段

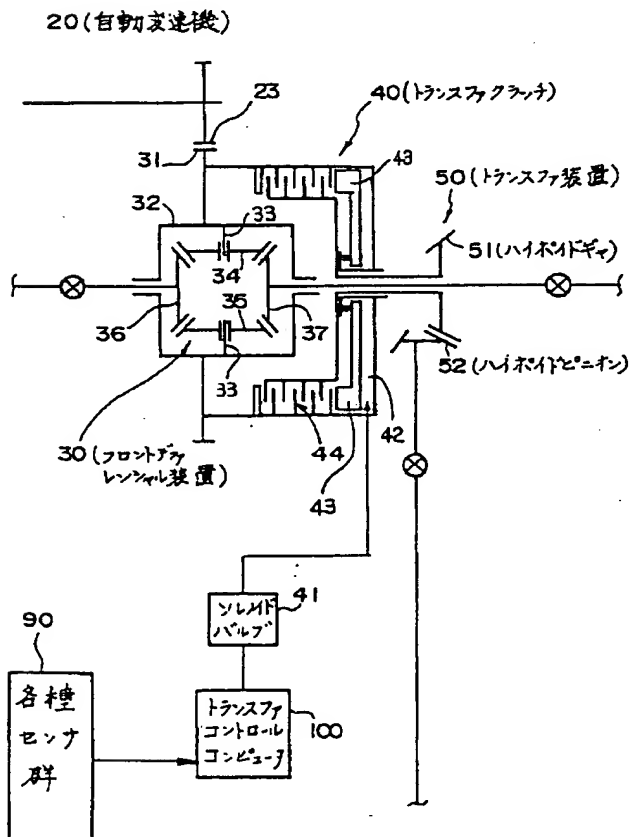


(トルク伝達量を制御する手段へ)

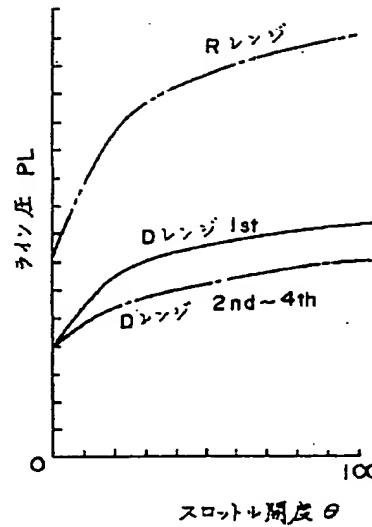
【図6】



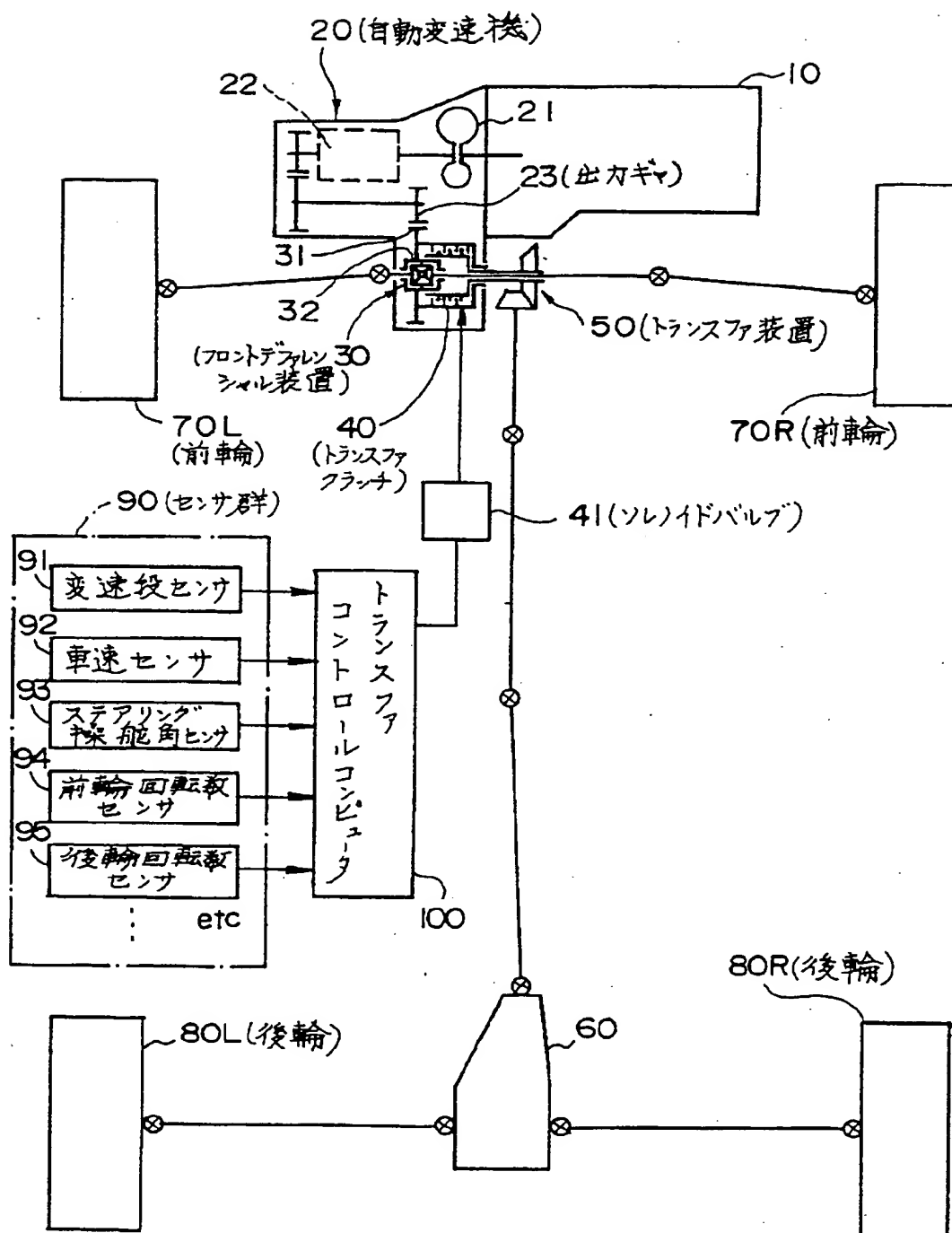
【図3】



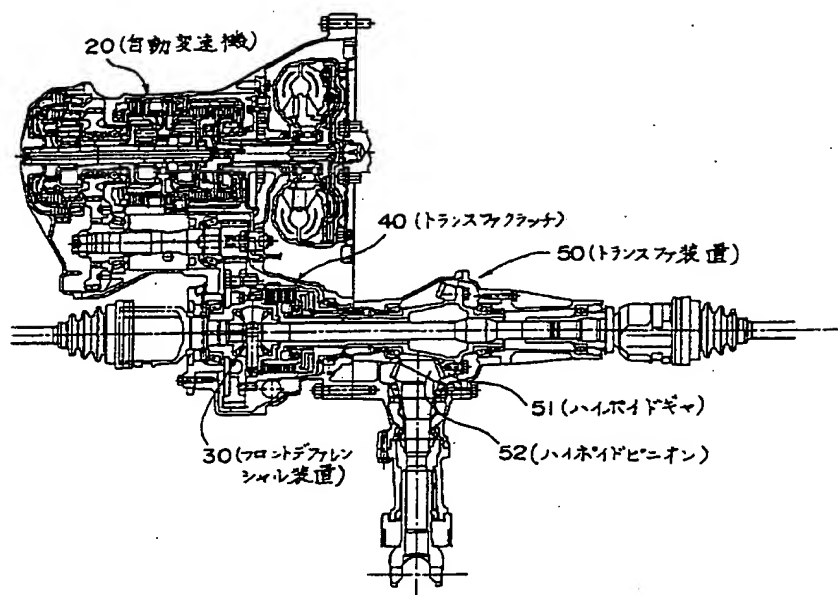
【図7】



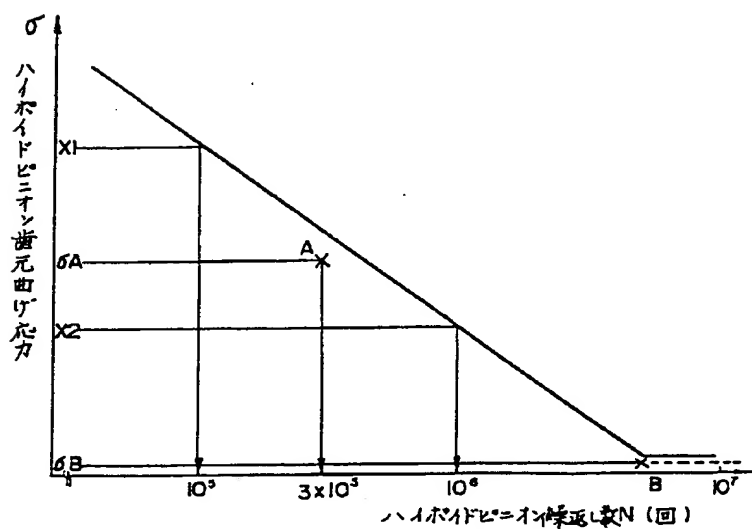
【図2】



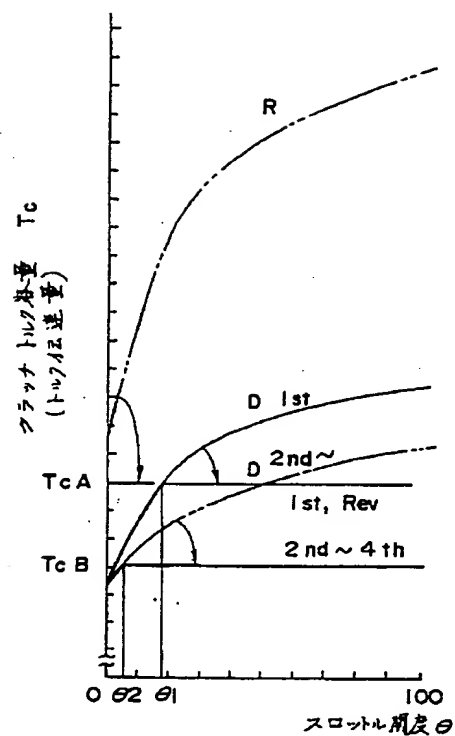
【図4】



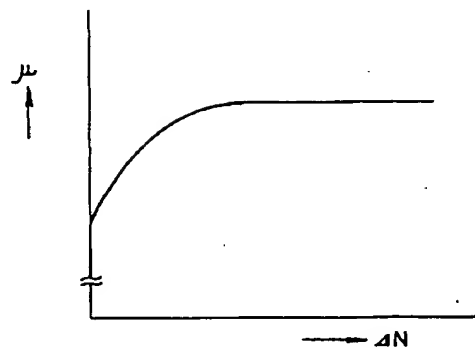
【図5】



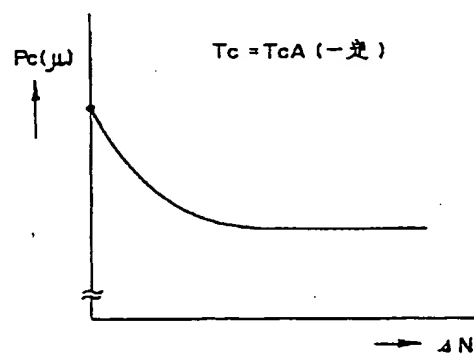
【図8】



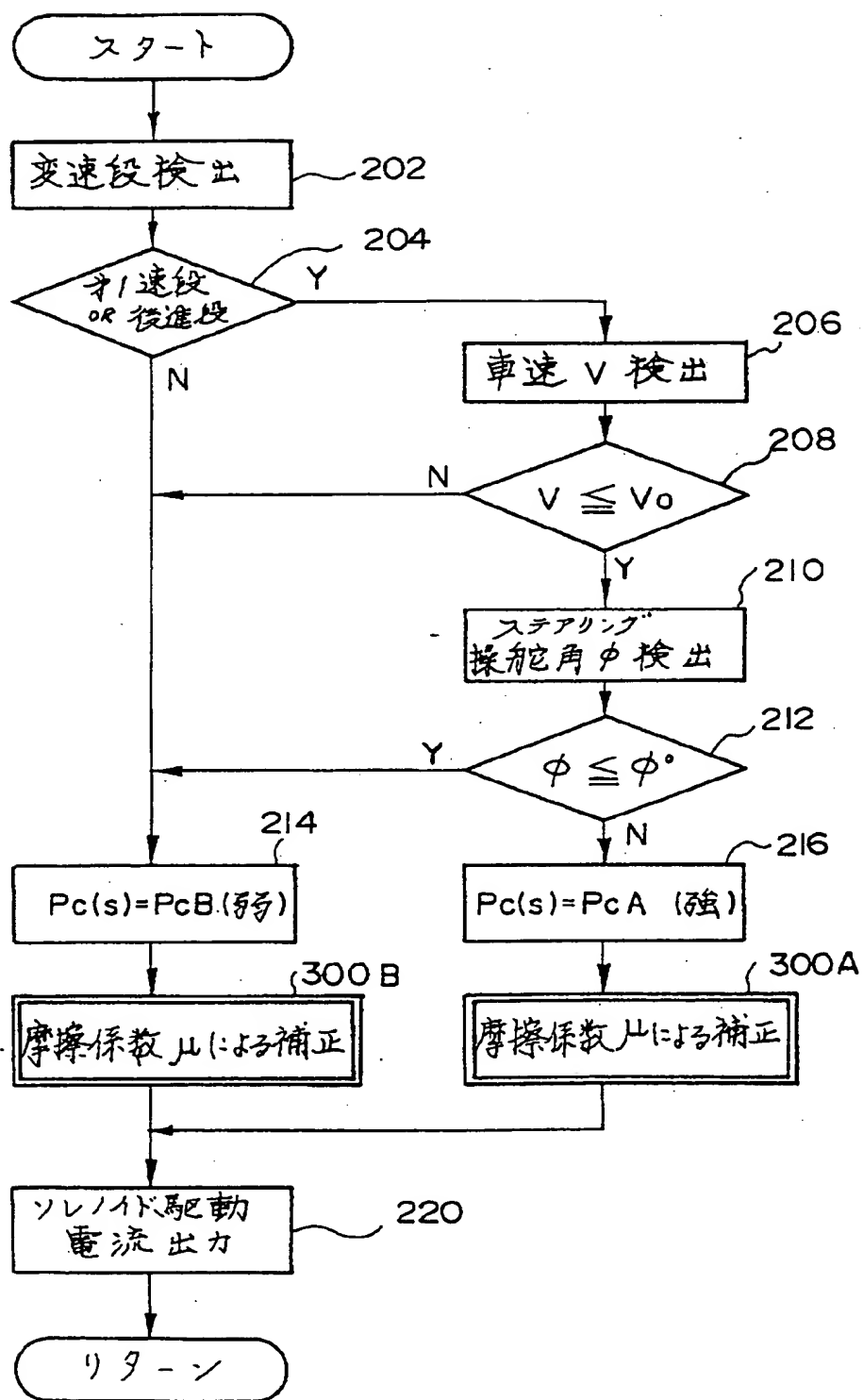
【図11】



【図12】



【図9】



【図10】

